

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-243383

(43)Date of publication of application : 28.08.2002

(51)Int.Cl.

F28F 1/32

(21)Application number : 2001-042472

(71)Applicant : MITSUBISHI ELECTRIC CORP

(22)Date of filing : 19.02.2001

(72)Inventor : NAKAYAMA MASAHIRO

YAMADA KENICHI

ISHIBASHI AKIRA

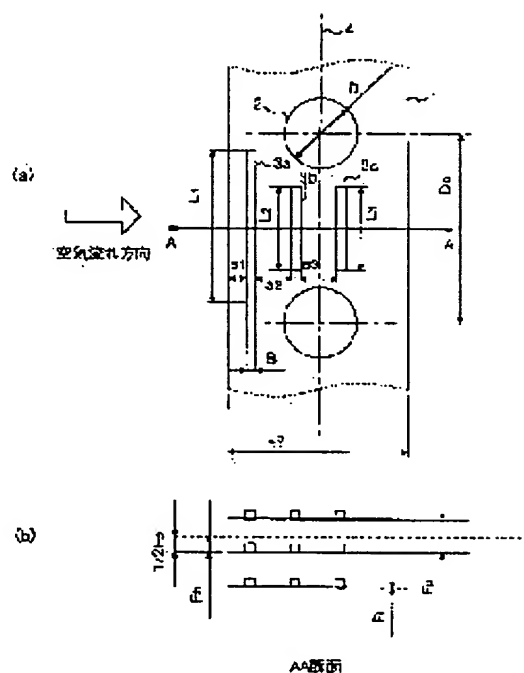
KAGA KUNIIHIKO

(54) HEAT EXCHANGER AND AIR CONDITIONER USING THE SAME

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To obtain reliability and comfortableness by obtaining a high heat transfer performance under no-frosting condition, suppressing a closure of a gap between fins due to a frost at a frosting time for a relatively long time, and reducing the number of times of stopping an air conditioner.

SOLUTION: A heat exchanger comprises a plurality of louvered parts 3a, 3b and 3c provided on one side surface of a plate-like fin 1. In this case, the number of installing the louvered parts 3a and 3b of an upstream side of a gas flowing direction from a central axis 4 of a heat transfer tube 2 is increased more than that of installing the louvered part 3c of a downstream side of the gas flowing direction from the central axis 4 of the tube 2 along the flowing direction of the gas of the louvered part 3c, and heights of the louvered parts 3a, 3b and 3c are set to 1/3 to less than 1/2 of an interval of the fins 1 in a laminating direction of the fins 1.



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2002-243383
(P2002-243383A)

(43) 公開日 平成14年8月28日 (2002.8.28)

(51) Int.Cl.⁷

F 2 8 F 1/32

識別記号

F I

F 2 8 F 1/32

テーマコード* (参考)

F

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願2001-42472(P2001-42472)

(22) 出願日 平成13年2月19日 (2001.2.19)

(71) 出願人 000006013

三菱電機株式会社

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号

(72) 発明者 中山 雅弘

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三
菱電機株式会社内

(72) 発明者 山田 賢一

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三
菱電機株式会社内

(74) 代理人 100089118

弁理士 酒井 宏明

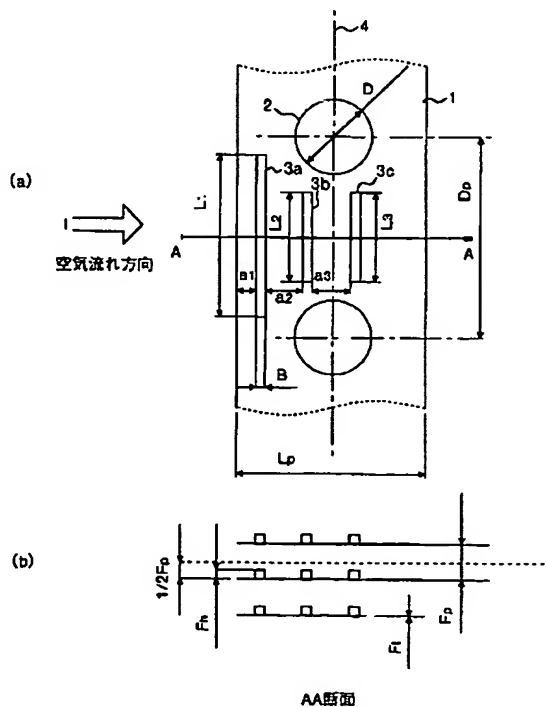
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱交換器およびこれを用いた空気調和機

(57) 【要約】

【課題】 着霜しない条件では高い伝熱性能を得ると共に、着霜時には霜によるフィン間の間隙の閉塞を比較的長い時間抑制し、空気調和機の停止回数を減らして信頼性、快適性を得ること。

【解決手段】 複数の切り起こし3a, 3b, 3cを板状フィン1の片面に設け、伝熱管2の中心軸4より気体流れ方向の上流側の切り起こし3a, 3bの気体の流れ方向に沿う設置個数を伝熱管2の中心軸4より気体流れ方向の下流側の切り起こし3cの気体の流れ方向に沿う設置個数より多くし、かつ切り起こし3a, 3b, 3cの高さを、板状フィン1の積層方向のフィン間隔の1/3以上1/2未満とする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 互いに平行に積層され、その間を気体が流れる複数の板状フィンと、この板状フィン面上に設けられ、気体の流れに対向して開口部を有する複数の切り起こしと、前記各板状フィンに略直角に挿入され、気体の流れる方向に対して略直角方向に複数個設置された、内部を流体が通過する伝熱管とを備えたプレートフィンチューブ熱交換器において、

前記複数の切り起こしを板状フィンの片面に設け、前記伝熱管の中心軸より気体流れ方向の上流側の切り起こしの気体の流れ方向に沿う設置個数を前記伝熱管の中心軸より気体流れ方向の下流側の切り起こしの気体の流れ方向に沿う設置個数より多くし、かつ前記切り起こしの高さを、板状フィンの積層方向のフィン間隔の $1/3$ 以上 $1/2$ 未満としたことを特徴とする熱交換器。

【請求項2】 前記切り起こしの気体の流れ方向に沿う伝熱管一列あたりの設置個数を2から5までの値としたことを特徴とする請求項1に記載の熱交換器。

【請求項3】 前記伝熱管の列ピッチは、伝熱管中心が段ピッチを一辺とした正三角形配置となるように設定されていることを特徴とする請求項1または2に記載の熱交換器。

【請求項4】 前記伝熱管中心軸と列ピッチの中心軸とをずれて配置し、気体の流れ方向の上流側のフィン端面から伝熱管中心軸までの距離を、列ピッチの $1/2$ より小さくしたことを特徴とする請求項1～3のいずれか一つに記載の熱交換器。

【請求項5】 前記熱交換器のフィンカラーと切り起こしの端部の距離が略0.8mmであることを特徴とする請求項1～3のいずれか一つに記載の熱交換器。

【請求項6】 請求項1～5のいずれかに示した熱交換器を、蒸気圧縮式冷凍サイクルを用いた空気調和機における冷媒回路の室外熱交換器に用い、冷媒として、R32とR125との混合冷媒、またはR32冷媒、または二酸化炭素、またはプロパンを用いたことを特徴とする空気調和機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、主に空気調和機の室外側に用いられるプレートフィンチューブタイプ熱交換器の熱交換性能の向上と着霜時の性能向上を両立するようにした熱交換器およびこれを用いた空気調和機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】図13は例えば特開平11-173785号に示された従来の切り起こし付きプレートフィンチューブタイプ熱交換器を示すものである。この熱交換器は、間隔を開けて平行に配設された複数の板状フィン1と、板状フィン1に対して垂直に挿入された複数の伝熱管2とにより構成されており、伝熱管2の段方向（気体

の通過する方向に対し直角方向）に隣接するもの同士の間の板状フィン1面には、複数の切り起こし3が設けられている。各切り起こし3は、その両側端部が風向に対向するように斜めに形成されており、これらの側端部において空気流の速度境界層および温度境界層を更新する効果が期待でき、伝熱促進が行われ熱交換能力が増大するとされている。冷凍空調用に用いられる熱交換器は、設置位置のスペース等の問題から大きさの制約が発生する。そこで、この従来技術では、限られたスペースで熱交換量を向上させるために、板状フィン1に複数の切り起こし3を設け、伝熱性能を向上させている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】前述した従来のプレートフィンチューブタイプ熱交換器を空気調和機に搭載したときの動作について説明する。この場合、室外調和機は、圧縮機、四方弁、接続ガス配管、室内熱交換器、接続液配管、膨張弁、室外熱交換器が順次接続された蒸気圧縮式冷凍サイクルを用いており、このような空気調和機における冷媒回路の室外熱交換器に上記プレートフィンチューブタイプ熱交換器を用いた場合について説明する。

【0004】ヒートポンプでの暖房運転では、冷媒蒸発温度が氷点下である場合、フィンへの着霜による熱交換器の閉塞が起り、通風抵抗が増大し、送風量が低下して熱交換量も低下する。この現象は、切り起こしの存在によって促進される為、冷媒の温度が氷点下となる熱交換器に切り起こしを採用するのは難しいとされている。従来の切り起こし付きの熱交換器では、着霜前の状態では高い伝熱性能が得られるが、着霜時の伝熱性能低下が速い。従って、切り起こし付きの熱交換器では、切り起こしの設けられていない熱交換器に比べて時間平均化した熱交換量が急速に低下するので、頻繁に除霜運転を行う必要がある。つまり、空気調和機が頻繁に停止を繰り返すことになって、信頼性や快適性も損ねてしまうという問題も生じる。また、切り起こしが設けられることで、ホコリによる目詰まりが起り、熱交換能力が低下するといった問題もある。

【0005】また冷媒としてR22を用いた場合、オゾン破壊係数が0でなく地球温暖化係数も二酸化炭素の2000倍以上と高いため、地球環境にとって悪影響である。またこの冷媒は圧力損失が大きい為、着霜運転など圧縮機吸入圧力が低くなる条件では更に圧力損失が増加し、能力が低下してしまうという問題点がある。

【0006】この切り起こしによる着霜、さらに閉塞を抑制するための発明としては、図14に示す特開平10-253278の熱交換器がある。図14において、1はフィン板、2は伝熱管、3は切り起こしである。この従来技術においては、切り起こし3をフィン板1の風下側縁部に設け、切り起こし3の長手を側縁部と平行に配置しており、板状フィン平面1に均一に着霜させて、通

風抵抗の増大を押さえるようにしている。しかし、この従来技術では、伝熱性能の向上が期待できないため、着霜していないときの熱交換器の性能向上を図ることができない。

【0007】この発明は上記に鑑みてなされたもので、着霜しない条件では高い伝熱性能を得ると共に、着霜時には霜によるフィン間の間隙の閉塞を比較的長い時間抑制し、従来の切り起こしが設けられた熱交換器に比べて空気調和機の停止回数を減らして信頼性、快適性を得ることを目的としている。また地球環境に優しい冷媒を用いることにより着霜運転時も高効率な空気調和機を得ることを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するためこの発明にかかる熱交換器は、互いに平行に積層され、その間を気体が流れる複数の板状フィンと、この板状フィン面上に設けられ、気体の流れに対向して開口部を有する複数の切り起こしと、前記各板状フィンに略直角に挿入され、気体の流れる方向に対して略直角方向に複数個設置された、内部を流体が通過する伝熱管とを備えたプレートフィンチューブ熱交換器において、前記複数の切り起こしを板状フィンの片面に設け、前記伝熱管の中心軸より気体流れ方向の上流側の切り起こしの気体の流れ方向に沿う設置個数を前記伝熱管の中心軸より気体流れ方向の下流側の切り起こしの気体の流れ方向に沿う設置個数より多くし、かつ前記切り起こしの高さを、板状フィンの積層方向のフィン間隔の $1/3$ 以上 $1/2$ 未満としたことを特徴とする。

【0009】この発明によれば、切り起こしの設置数、設置位置および高さの適正化を図ることで、着霜しない条件では切り起こしの効果により高い伝熱性能による熱交換量を得られるようにすると共に、冷媒の温度が氷点下の着霜時には早期に切り起こしの開口部および切り起こし同士の間部分を閉塞させることで、伝熱性能を切り起こしの無いフラットフィンと同等に抑え、霜によるフィン間の間隙の閉塞を比較的長い時間抑制して通風抵抗増加を抑え、送風量を確保する。

【0010】つぎの発明にかかる熱交換器は、上記の発明において、切り起こしの気体の流れ方向に沿う本数を2本以上、5本以下としたことを特徴とする。

【0011】この発明によれば、切り起こしの気体の流れ方向に沿う伝熱管一列あたりの設置個数を2から5としたので、現在の製造上の制約から鑑みて最大の性能を得ることができる。

【0012】つぎの発明にかかる熱交換器は、上記の発明において、伝熱管の列ピッチは、伝熱管中心が段ピッチを一辺とした正三角形配置となるように設定されていることを特徴とする。

【0013】この発明によれば、伝熱管を接続する配管部品を低コストで製作することができ、熱交換器として

低コスト化を図ることができる。

【0014】つぎの発明にかかる熱交換器は、上記の発明において、前記伝熱管中心軸と列ピッチの中心軸がずれて配置され、気体の流れ方向の上流側のフィン端面から伝熱管中心軸までの距離を、列ピッチの $1/2$ より小さくしたことを特徴とする。

【0015】この発明によれば、フィン面上に霜が均一に着霜し、霜による閉塞が生じないので、通風抵抗増加が抑えられ、送風量低下がなく、高い熱交換性能を得ることが可能となる。

【0016】つぎの発明にかかる熱交換器は、上記の発明において、前記熱交換器のフィンカラーと切り起こしの端部の距離が略 0.8mm であることを特徴とする。

【0017】この発明によれば、フィン切り起こし部の長さを十分に確保することができ、伝熱性能の高い熱交換器を得ることができる。

【0018】つぎの発明にかかる熱交換器は、上記の発明において、蒸気圧縮式冷凍サイクルを用いた空気調和機における冷媒回路の室外熱交換器に用い、冷媒として、 $R410A$ などの $R32$ と $R125$ との混合冷媒、または $R32$ 冷媒、または二酸化炭素、またはプロパンを用いたことを特徴とする。

【0019】この発明によれば、着霜運転時の性能を上げつつ、着霜しない通常運転でも高効率な運転ができる。よって省エネルギーを達成した空気調和機を構成することが可能となるため地球環境にやさしく地球温暖化も防止することができる。

【0020】

【発明の実施の形態】以下に添付図面を参照して、この発明にかかる熱交換器およびこれを用いた空気調和機的好適な実施の形態を詳細に説明する。

【0021】実施の形態1. 図1(a)(b)は、この発明の実施の形態1の熱交換器におけるフィンを示す平面図及び断面図(A-A断面)である。

【0022】この熱交換器は、多数が間隔を空けて互いに対向して配置される複数の板状フィン1（通常はアルミ材）と、これら板状フィン1に対して垂直に挿入された伝熱管2（通常は円形銅管）とにより構成されている。板状フィン1の片面には、段方向に隣接する伝熱管2の間に、複数の切り起こし（切り起こしフィン）3（3a, 3b, 3c）が夫々形成されている。各切り起こし3は、気体の流れに対向して開口部を有しており、空気の流れ方向からみて、略凹形状を呈している。

【0023】この実施の形態において、フィン1の積層方向のフィンピッチ $Fp=0.0015\text{m}$ であり、フィン厚さ $Ft=0.0001\text{m}$ 、また空気の流れに沿った伝熱管2の1列分に対応するフィン1の長さである列ピッチ $Lp=0.0182\text{m}$ 、熱交換器の段方向に隣接する伝熱管2の中心の距離である段ピッチ $Dp=0.021\text{m}$ 、伝熱管の外径 $D=0.007\text{m}$ である。列ピッチ

L_p は、伝熱管2の中心が段ピッチ D_p を一辺とした正三角形配置となるように設定されている。この場合、伝熱管2の列数 $L_n=1$ の例を示している。

【0024】また、フィン1の片面には、伝熱管2の段方向（気体の通過する方向に対し直角方向）に隣接するもの同士の間、複数の切り起こし3（3a、3b、3c、計3個）が夫々設けられている。この場合、伝熱管2の中心軸4と列ピッチ L_p の中心軸が一致しており、伝熱管中心軸4より気体流れの上流側の気体流れ方向に並ぶ切り起こしの本数（設置個数）は、下流側の同切り起こしの本数より多く（この場合上流側が3a、3bの2個、下流側が3cの1個）、各切り起こし3の高さ F_h は、例えば $F_h=0.0006\text{m}$ で、フィンピッチ F_p の $1/3$ 以上 $1/2$ 未満に設定されている。フィン1間を流れる流体は空気、伝熱管2内を流れる流体は空気調和機の冷媒回路における冷媒である。なお、図示していないが、フィン1には伝熱管2を固定させるフィンカラーが設けられている。

【0025】またフィン1の上流側の側端から切り起こし3aまでの距離は a_1 、切り起こし3aと切り起こし3bとの距離は a_2 、切り起こし3bと切り起こし3cとの距離は a_3 である。各切り起こし3a、3b、3cの長さはそれぞれ L_1 、 L_2 、 L_3 で、幅は同一（B）である。各切り起こし3a、3b、3cは、段ピッチ D_p の中心軸（A-A線）に対して対称に形成されている。

【0026】つぎに本実施の形態の動作について述べる。熱交換器のフィン1間を流れる空気は、フィンとの間で熱交換することにより加熱あるいは冷却される。例えば冷媒温度が空気温度より低い場合は、図2に示すように、空気温度はフィンの空気流れ方向長さに対応して低下し、下流側ほど冷媒との温度差が小さくなるので熱交換量が小さくなる。フィンの表面では、図3の破線で示すようにフィンの端部から温度境界層101が発達し、伝熱はこの温度境界層101を介して行われる。一般に温度境界層101が薄いほど空気とフィンとの単位温度差あたりの伝熱量は大きくなる。フィンはピッチ F_p で積層されており、切り起こし3の空気流れ方向上流端から発達する温度境界層101は、下流の位置で積層方向に隣り合う切り起こし3から発達した温度境界層101と干渉する。干渉が発生した位置より下流では、境界層の厚みは一定であり、単位長さあたりの伝熱量は一定値となる。

【0027】図1に示した熱交換器の寸法での温度境界層厚みは概略フィンピッチ F_p の $1/3$ 以下となるので、本実施の形態に示したように、切り起こし3の高さをフィンピッチ F_p の $1/3$ 以上とすれば、フィン面の温度境界層101を越える位置に切り起こし群3が設置されるので、伝熱を促進する効果が向上し、熱交換量が增大する。

【0028】図4は、横軸に F_h/F_p 、縦軸に着霜しない条件、すなわちフィン表面が乾面での本実施の形態の熱交換器における通風抵抗と伝熱性能を示した特性図である。図4によれば、伝熱性能は、 $F_h/F_p=1/2$ 、すなわち切り起こし高さ F_h をフィンピッチ F_p の $1/2$ にした時に最大となる。これは前述したとおり、フィン面からの温度境界層から最も遠い位置に切り起こしが設定されているからであり、 $1/2$ 以上とすると、今度は隣のフィンの温度境界層と隣接してしまう。従って、伝熱性能は $F_h/F_p=1/2$ の時に最大となる。しかし、切り起こし高さを、フィン面上の温度境界層厚み、すなわちフィンピッチの $1/3$ 以上とすれば、十分に高い伝熱性能を得ることができる。

【0029】一方、通風抵抗は切り起こし高さが高くなるほど増加する。この理由は、切り起こし高さが高くなるほど切り起こしの脚部が長くなるため、空気通過断面から見た濡れ縁長さが増加し、通風抵抗が増大するためである。

【0030】以上の結果から、切り起こし高さをフィンピッチの $1/3$ 以上 $1/2$ 未満とすることにより、通風抵抗が低くかつ伝熱性能の高いフィンを提供することができる。

【0031】次に着霜状態での特性について説明する。図5、図6には、一般的な切り起こし群3が設けられた熱交換器の着霜状態を表し、図7には、この実施の形態による切り起こし群3が設けられた熱交換器の着霜状態を表している。また図8には、これら図5～図7のフィン群での着霜量と通風抵抗との関係を示している。

【0032】図5に示した従来の切り起こし群3では、切り起こし高さがフィンピッチの $1/2$ に設定されているため、着霜によりフィン間や切り起こし間での閉塞が早く発生する。また図6に示した従来の切り起こし群3では、切り起こし高さがフィンピッチの $1/2$ 未満に設定されているが、フィンの両面に切り起こしが設けられているため、これも着霜によりフィン間や切り起こし間での閉塞が早く発生する。

【0033】一方、図7に示す本実施の形態の切り起こし群3では、切り起こし高さ F_h がフィンピッチの $1/3$ 以上、 $1/2$ 未満に設定されており、しかも切り起こし群3がフィン片側に設けられているので、着霜によるフィン間や切り起こし間での閉塞が従来よりも遅くなる。

【0034】図8に示すように、従来のフィンでは、着霜量の増加とともに通風抵抗が急激に増大してしまうが、本実施の形態では、通風抵抗が増加するまでに時間がかかり、着霜による風路の閉塞が抑制されていることがわかる。

【0035】次に、切り起こし3群の配置と長さについて説明する。一般に上流側切り起こしフィンにて生成された温度境界層が、下流側切り起こしフィンにて生成さ

れる温度境界層に干渉させないようにして高伝熱性能を確保するためには、切り起こし3の間隔を切り起こしフィン幅Bの2倍から3倍程度開ける必要がある。したがって本実施の形態においては、切り起こしフィン同士の間隔 a_2 、 a_3 を、切り起こしフィン幅Bの2倍から3倍程度開けている。ここで、図1にて示した寸法において、製造上の限界から切り起こし幅Bは1mm以上とする必要があり、また側縁部の幅 a_1 も1.5mm以上とする必要がある。従って本実施例の列ピッチにおいて、切り起こしフィン同士の間隔を切り起こしフィン幅Bの2倍から3倍程度とするためには、切り起こしフィンの空気流れ方向についての並設本数は、5本が最大となる。

【0036】つぎに伝熱管中心軸4より気体流れ方向の上流側の切り起こし3a、3bの気体流れ方向についての並設本数が、下流側の切り起こし3cの同本数より多く設定した理由について説明する。図2に示したとおり、冷媒と空気の温度差はフィン流れ方向下流に行くほど小さくなる。従って切り起こしフィンにおける伝熱促進効果もフィン流れ方向下流に行くほど小さくなる。一方、通風抵抗は形状、大きさなどに支配されるため、フィン流れ方向上流、下流に関わらず、設置することにより抵抗が発生する。従ってより通風抵抗を減らしつつより高い伝熱促進効果を得るために、伝熱管中心軸4より上流側の切り起こし3の本数を下流側の切り起こし3の本数より多く設定している。以上より本実施の形態では、上流側の切り起こし3a、3bの本数を2本、下流側の切り起こし3cの本数を1本としている。この他、上流側3本/下流側1本や上流側3本/下流側2本としても良い。

【0037】つぎに、伝熱管2の中心が段ピッチ D_p を一辺とした正三角形配置となるように、列ピッチ L_p を設定した理由について説明する。図1は伝熱管2が1列の場合を示したが、伝熱管2を複数列で構成することもできる。図9に示すように伝熱管2が2列にて構成された場合を説明する。通風抵抗と伝熱特性のバランスから伝熱管2は千鳥状に配置されており、伝熱管中心のピッチ D_p は21mmでありかつ隣接する3つの伝熱管2によって正三角形が形成されるように各伝熱管2が配設されている。

【0038】冷媒流れを考慮すると、1つの伝熱管から2つの伝熱管へ分岐する場合が考えられる。この時図9に太い矢印で示すような分岐管が使用されるが、正三角形配置した場合は、分岐管の3軸が直角に交わるため、冷媒分配のばらつきも少なく、また非常に製造しやすくなる。これに対し、正三角形の配置が崩れた場合は、3軸が直角に交わらないため、冷媒分配のばらつきが生じる可能性が高く、熱交換性能の低下につながり、また製造しにくくなるため、コスト高となる。

【0039】このようにこの実施の形態1においては、

複数の切り起こし3を板状フィン1の片面に設け、伝熱管2の中心軸4より気体流れ方向の上流側の切り起こし3a、3bの気体の流れ方向に沿う設置個数を伝熱管2の中心軸4より気体流れ方向の下流側の切り起こし3cの気体の流れ方向に沿う設置個数より多くし、かつ切り起こし3の高さを、板状フィン1の積層方向のフィン間隔の $1/3$ 以上 $1/2$ 未満としたので、着霜しない条件では切り起こし3の効果により高い伝熱性能による熱交換量が得られると共に、冷媒の温度が氷点下の着霜時には、図7に示したように、切り起こし3の開口部および切り起こし3同士の間隔の部分は早期に閉塞させることで、伝熱性能を切り起こしの無いフラットフィンと同等に抑え、霜によるフィン間隔の閉塞を比較的長い時間抑制して通風抵抗増加を抑え、送風量を確保する。

【0040】実施の形態2. つぎに、この発明の実施の形態2について説明する。図10は実施の形態2の一例を示す熱交換器のフィン平面図である。図1と同一部分には同一記号で示している。

【0041】この実施の形態2の熱交換器のフィンにおいては、伝熱管2の中心軸4と列ピッチ L_p の中心軸を一致させておらず、空気流れ上流側フィン端面から伝熱管中心軸4までの距離 L_a を、列ピッチ L_p の $1/2$ より小さくし、空気流れ下流側でのフィン伝熱面積を多くとっている。これにより着霜時、上流側フィンでの着霜量を低下させてフィン全面に均一着霜させて、通風抵抗の増大を押さえることができる。

【0042】フィンの切り起こし3a、3b、3cの長さ L_1 、 L_2 、 L_3 は極力長い方が伝熱促進効果が大きいので、この場合は、特に、下流側の切り起こし3cの長さ L_3 を極力大きくとっている。この時 L_3 の最大値は、切り起こし3cの端部とフィンカラーとの距離Cが製造上の限界値0.8mm程度を維持できるように決めなくてはならず、この値に支配される。 L_1 、 L_2 についても同様である。

【0043】また、切り起こしフィン幅Bや切り起こしフィン同士の間隔 a_2 、 a_3 は同一でも良いし、図10に示すように変更しても良い。ただし、切り起こしフィン幅Bに対して切り起こしフィン同士の間隔 a_2 、 a_3 を、Bの2倍から3倍程度開ければ、前述したように、非常に高い熱交換性能を得ることができる。また切り起こし3a、3b、3cの高さ F_h は、フィンピッチの $1/3$ 以上、 $1/2$ 未満に設定すれば、それぞれ高さを変化させても、伝熱促進効果などに関して実施の形態1と同様の効果を発揮することができる。特に空気流れ下流側に行くほど F_h を高く設定すれば、その効果をより発揮することができる。

【0044】また、図10において、フィン1の下流側の端部には、空気流れと直交した方向に延在されるリブ5を設けており、このリブ5によってフィンの自重によるたわみを防いでいる。すなわち、本実施の形態では列

方向の伝熱管本数より段方向の本数が多いため、フィン
は段方向が長くなる。またフィン厚さは非常に薄い
ため、フィンの自重によりたわみが生じる可能性がある。
プレートフィンチューブ熱交換器製造時においては、フ
ィンの伝熱管軸中心が正確に確保されていないと、伝熱
管2にフィン挿入の際に支障が生じる。これを防ぐ
ためにリブ5を設けている。リブ5の高さはたわみ強度
を確保しつつ通風抵抗が増加しない程度、例えば本実施
の形態の熱交換器のサイズであれば、0.2mmから
0.6mm程度あればよい。またリブ5の幅も、たわみ
強度を確保しつつ伝熱性能等から決定した切り起こし群
3の幅Bと間隔に影響を及ぼさなければよい。例えば本
実施の形態のサイズであれば2mm程度でよい。

【0045】なお、図10では空気流れ下流側のフィン
端部にリブ5を設置した例を示したが、通風抵抗や伝熱
性能に影響を及ぼさないのであれば、空気流れ上流側の
フィン端部に設置してもよいし、上流側、下流側の両方
に設置してもよい。またリブ5の本数もたわみ強度を確
保しつつ通風抵抗や伝熱性能に影響を及ぼさないのであ
れば、何本設置してもよい。また本実施の形態では、列
方向の伝熱管本数より段方向の本数が多い例を示した
が、段方向の伝熱管本数より列方向の本数が多いプレ
ートフィンチューブ熱交換器においては、リブ5の延在方
向を列方向とすればよい。

【0046】また上記実施の形態1、2においては、伝
熱管の外径D、段ピッチD_p、列ピッチL_p、フィンピ
ッチF_p、フィン厚さF_tを前述値のように設定した
が、この値に近い適当なる値としてもよい。例えば、特
開2000-274982号に示されているように、伝
熱管の外径Dを3≤D≤7mmとし、段ピッチD_pを2
D≤D_p≤3Dとし、列ピッチL_pを2D≤L_p≤3.
5Dとし、フィンピッチF_pを0.5D≤F_p≤0.7
Dとし、フィン厚さF_tを6≤F_p/F_t≤18として
もよい。

【0047】また実施の形態1、2において、フィン1
の表面に親水性材料をコーティングすれば、霜として成
長する前の除湿された水がフィン面上に均一に分布する
ので、着霜による閉塞を防ぎ、通風抵抗の増加を抑える
ことができる。

【0048】また実施の形態1、2において、伝熱管2
は銅管の例を示したが、熱伝導率の高いアルミ管として
もよいし、さらに他の材料を用いてもよい。伝熱管2を
アルミニウムとした場合は、フィン1と同一材料となる
ので、リサイクル性を向上させることができる。

【0049】また実施の形態1、2において、伝熱管2
は円管の例を示したが、扁平管や楕円管などを用いても
よい。これら伝熱管は同一内面積で比較すると円管よ
り、空気通過方向断面積が小さくなるので通風抵抗をよ
り低下させることができる。また着霜時も通風抵抗が減
るので、送風機への負荷が少なくなり送風量低下が少な

く、熱交換量を向上させることができる。

【0050】実施の形態3. 図11は本発明の実施の形
態1または2の熱交換器を搭載した空気調和機の構成を
表す図である。空気調和機は、室内機20、室外機21
で構成され、接続配管13、15で接続されている。R
410A冷媒を用いた蒸気圧縮機式冷凍サイクルを用い
ており、図11は暖房運転の例である。冷媒回路は、圧
縮機11、四方弁12、接続ガス配管13、室内熱交換
器14、接続液配管15、膨張弁16、室外熱交換器1
7が順次接続されている。実施の形態1または2の熱交
換器は、室外熱交換器17に採用されている。また空気
と熱交換するため、室内送風機18（本実施例では貫流
ファン）、室外送風機19、室内ファンモータ22、室
外ファンモータ23が設けられている。

【0051】図12は、従来の切り起こしフィンが設け
られた熱交換器と、実施の形態1または2の熱交換器と
の、着霜条件における運転時間と熱交換能力を表したグ
ラフである。着霜時の空気調和機の運転状態について簡
単に説明する。暖房運転時、外気温が低いと蒸発温度
が低下し0℃以下の温度で運転されると、室外熱交換器
17のフィン面上で除湿された空気が霜となってフィン
に付着する。暖房運転の持続とともに着霜量は増大して
通風抵抗が大きくなり、室外送風機19（本実施例では
プロペラファン）にかかる負荷が大きくなる。ある程度
の通風抵抗までは送風機も送風量を維持できるが、通風
抵抗が増大し過ぎ送風機の昇圧量を上回ると送風量が低
下し、室外熱交換器での熱交換量が低下して暖房能力が
低下してしまう。実際の空気調和機の運転は、ある程度
の時間の着霜運転後、短時間の間除霜運転を実行し、再
度着霜運転を行うサイクリックな運転を実行する。

【0052】図12においては、送風機の回転数は一定
として運転している。図12から判るように、図5に示
した従来の熱交換器と本発明の実施の形態の熱交換器に
おける暖房熱交換能力を比較すると、運転初期はほぼ同
等の能力を確保している。着霜運転開始後、しばらく経
つと図8に示したように、従来の切り起こしフィンを設
けた熱交換器の方が通風抵抗の増加が大きいため送風量
が低下して熱交換量の低下が大きくなる。一方、本発明
の実施の形態1または2の熱交換器は、図8に示したよ
うに着霜時の通風抵抗の増加が小さいため、送風量を維
持することができ、熱交換量の低下が小さい。ある一定
値Qまで熱交換量が低下するまでの時間で比較すると、
従来の切り起こしフィンを設けた熱交換器はT1時間な
のに対して、本発明の実施例1または2の熱交換器はT
2（T2>T1）時間であり、より長い時間着霜運転を
持続することができる。また同一期間での運転能力（図
12のグラフの面積）を比較した場合、本発明の実施の
形態1または2の熱交換器の方が大きく、室外熱交換器
が着霜する条件においてより大きな暖房能力を発揮する
ことができる。

【0053】また本発明の実施の形態1または2の熱交換器を室外熱交換器17に用いた時の着霜しない条件での暖房能力や冷房能力においても、熱交換性能は十分に大きく、効率の良い運転を行うことができ、空調機の消費電力量を低減することができる。

【0054】また室外送風機19として、プロペラファンより大きい昇圧量が確保できるターボファンやシロッコファンを用いることにより、着霜時の送風量低下をより抑ええることができ、着霜時により大きい熱交換量を得ることができる。

【0055】また実施の形態1、2の熱交換器を図11に示すように室外熱交換器に用いる場合は、外気にさらされるため経年変化による熱交換器の性能確保も重要となる。すなわち、埃や塵の堆積によるフィン目詰まりを防止して、通風抵抗増加による性能低下を防がなければならない。実施の形態1、2においては、フィン切り起こし高さ Fh をフィンピッチ Fp の $1/2$ より小さくしているため、切り起こしフィンに埃や塵が堆積し目詰まりを起こしても、フィンとフィンとの間隔はフィンピッチ Fp の $1/2$ 以上を確保することができる。従って空気が通過する空間は存在しており、経年変化による熱交換性能の低下を最小限に抑ええることができる。

【0056】また実施の形態1、2の熱交換器は、実施の形態3に示した空調機の室外熱交換器だけでなく、家庭用冷蔵庫の冷却器、業務用の冷凍装置の蒸発器などに用いても、前述した効果を十分に発揮することができる。

【0057】また実施の形態3では、蒸気圧縮方式の冷凍サイクルに用いる冷媒として $R410A$ を採用したが、他の任意の冷媒、例えば、 $HCF C$ 冷媒である $R22$ や、 HFC 系($R116$ 、 $R125$ 、 $R134a$ 、 $R14$ 、 $R143a$ 、 $R152a$ 、 $R227ea$ 、 $R23$ 、 $R236ea$ 、 $R236fa$ 、 $R245ca$ 、 $R245fa$ 、 $R32$ 、 $R41$ 、 $RC318$ などや、これら冷媒の数種の混合冷媒 $R407A$ 、 $R407B$ 、 $R407C$ 、 $R407D$ 、 $R407E$ 、 $R410B$ 、 $R404A$ 、 $R507A$ 、 $R508A$ 、 $R508B$ など)、 HC 系(ブタン、イソブタン、エタン、プロパン、プロピレンなどや、これら冷媒の数種の混合冷媒)、自然冷媒(空気、二酸化炭素、水、アンモニアなどや、これら冷媒の数種の混合冷媒)、またこれら $HCF C$ 系や HFC 系、 HC 系、自然冷媒、 HFE 系(エーテル系冷媒)などの数種の混合冷媒などを用いてもその効果は発揮される。特に、 HC 系冷媒や自然冷媒は地球温暖化係数が低く、運転時のエネルギー効率向上と合わせて、地球温暖化を防止することができる。また特に $R410A$ などの $R32/125$ 混合冷媒、 $R32$ 単体冷媒、二酸化炭素、プロパンなどの冷媒は、冷媒圧力損失が少ないという特性を持つ。このため、着霜運転時など蒸発温度が低下し圧縮機吸入圧力が低くなって冷媒吸入ガス密度が小

さくなって、特に低圧側冷媒回路内の圧力損失が大きくなりやすい条件にて、圧力損失の増加が抑えられ圧縮機吸入密度の低下が防止でき、冷媒流量が確保できるので、熱交換量をより大きくすることができる。

【0058】また冷凍サイクルに用いる冷凍機油は、冷媒に対して非相溶性または難溶性の冷凍機油、もしくは相溶性の冷凍機油であっても、アルキルベンゼン系、鉱油系、エステル油系、エーテル油系、フッ素油系など、どんな冷凍機油でも、その効果を達成することができる。

【0059】

【発明の効果】以上説明したように、この発明によれば、複数の切り起こしを板状フィンの片面に設け、前記伝熱管の中心軸より気体流れ方向の上流側の切り起こしの気体の流れ方向に沿う設置個数を前記伝熱管の中心軸より気体流れ方向の下流側の切り起こしの気体の流れ方向に沿う設置個数より多くし、かつ前記切り起こしの高さを、板状フィンの積層方向のフィン間隔の $1/3$ 以上 $1/2$ 未満としたので、着霜しない条件では切り起こしの効果により高い伝熱性能による熱交換量が得られると共に、冷媒の温度が氷点下の着霜時には早期に切り起こしの開口部および切り起こし同士の間の部分を閉塞させることで、伝熱性能を切り起こしの無いフラットフィンと同等に抑え、霜によるフィン間の間隙の閉塞を比較的長い時間抑制して通風抵抗増加を抑え、送風量を確保する。

【0060】つぎの発明によれば、切り起こしの気体の流れ方向に沿う本数を2本以上、5本以下としたので、現在の製造上の制約から鑑みて最大の性能を得ることができる。

【0061】つぎの発明によれば、伝熱管の列ピッチは、伝熱管中心が段ピッチを一辺とした正三角形配置となるように設定したので、伝熱管を接続する配管部品を低コストで製作することができ、熱交換器として低コスト化を図ることができる。

【0062】つぎの発明によれば、伝熱管中心軸と列ピッチの中心軸がずれて配置し、気体の流れ方向の上流側のフィン端面から伝熱管中心軸までの距離を、列ピッチの $1/2$ より小さくしたので、フィン面上に霜が均一に着霜し、霜による閉塞が生じないので、通風抵抗増加が抑えられ、送風量低下がなく、高い熱交換性能を得ることが可能となる。

【0063】つぎの発明によれば、熱交換器のフィンカラーと切り起こしの端部の距を略 0.8mm としたので、フィン切り起こし部の長さを十分に確保することができ、伝熱性能の高い熱交換器を得ることができる。

【0064】つぎの発明によれば、蒸気圧縮式冷凍サイクルを用いた空調機における冷媒回路の室外熱交換器に用い、冷媒として、 $R410A$ などの $R32$ と $R125$ との混合冷媒、または $R32$ 冷媒、または二酸化炭

素、またはプロパンを用いたので、着霜運転時の性能を上げつつ、着霜しない通常運転でも高効率な運転ができる。よって省エネルギーを達成した空気調和機を構成することが可能となるため地球環境にやさしく地球温暖化も防止することができる。また前記熱交換器はホコリ詰まりを考慮した仕様であり、伝熱性能を高く保ちつつ、経年変化に対しても性能低下が少ない空気調和機を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 この発明の実施の形態1の熱交換器の切り起こしフィンを示す平面図及び断面図である。

【図2】 実施の形態1の熱交換器内での空気温度変化を表した特性図である。

【図3】 実施の形態1の熱交換器内での温度境界層を表した特性図である。

【図4】 実施の形態1の熱交換器の性能を示す図であり、切り起こしフィンの高さ／フィンピッチと伝熱性能および通風抵抗との関係を表した特性図である。

【図5】 従来の熱交換器における着霜の様子を表した図である。

【図6】 従来の熱交換器における着霜の様子を表した図である。

【図7】 実施の形態1の熱交換器における着霜の様子を表した図である。

【図8】 従来の熱交換器と実施の形態1の熱交換器における着霜量と通風抵抗との関係を表した特性図である。

【図9】 実施の形態1の熱交換器の変形形態を示す平面図である。

【図10】 実施の形態2における熱交換器の切り起こしフィンを示す平面図である。

【図11】 実施の形態3における空気調和機の構成を表す概念図である。

【図12】 実施の形態3と従来の空気調和機の着霜運転時における熱交換能力の時間変化を表す特性図である。

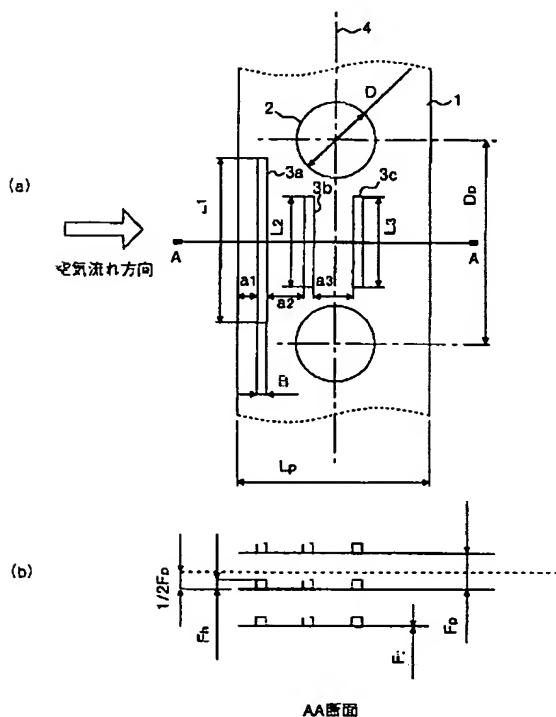
【図13】 従来の熱交換器を表す図である。

【図14】 従来の他の熱交換器を表す図である。

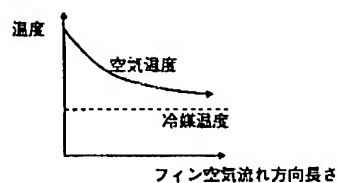
【符号の説明】

1 板状フィン、2 伝熱管、3 a 切り起こしフィン、3 b 切り起こしフィン 3 c 切り起こしフィン 4 伝熱管中心軸、11 圧縮機、17 室外熱交換器、19 室外送風機。

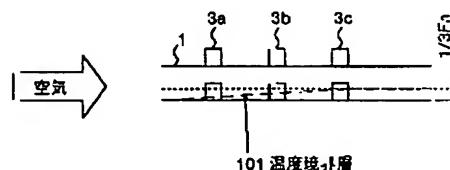
【図1】



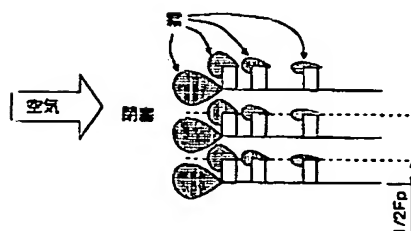
【図2】



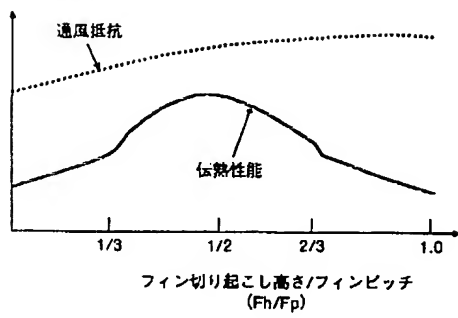
【図3】



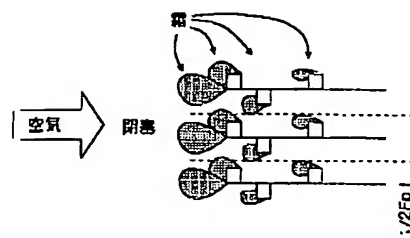
【図5】



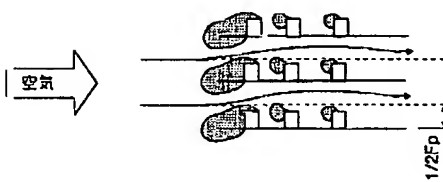
【図4】



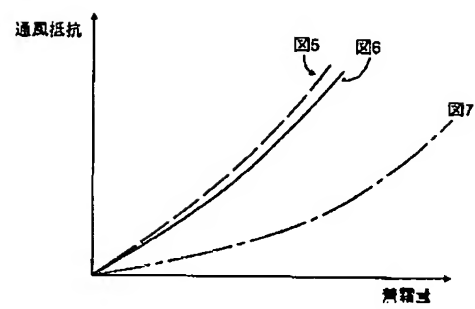
【図6】



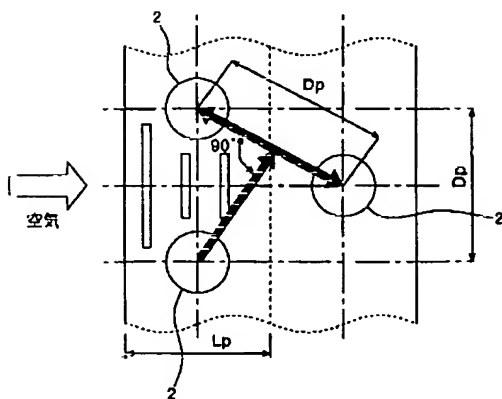
【図7】



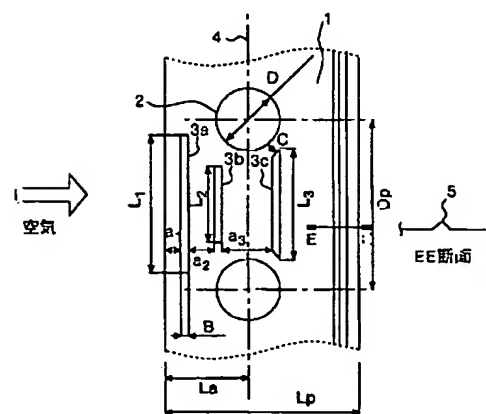
【図8】



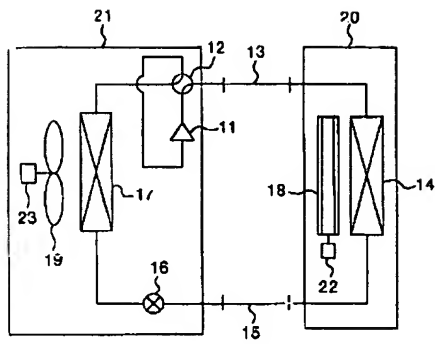
【図9】



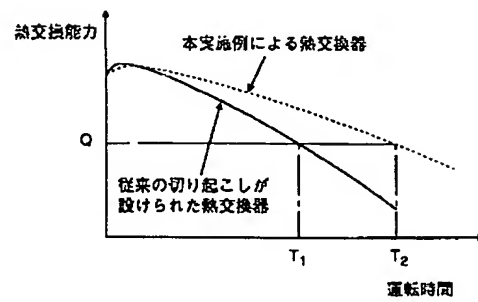
【図10】



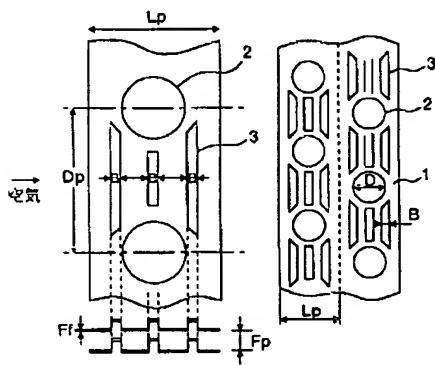
【図11】



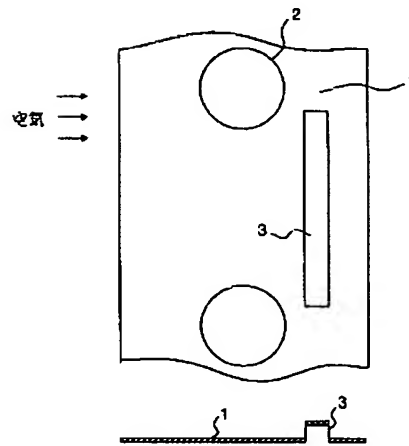
【図12】



【図13】



【図14】



フロントページの続き

(72)発明者 石橋 晃
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三
菱電機株式会社内

(72)発明者 加賀 邦彦
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三
菱電機株式会社内